

ESTUDIO DEL CONSUMO ENERGÉTICO DE BOMBEO EN TRES DIFERENTES SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN A CAUDAL VARIABLE DE AGUA.

Jesús de Lara j.delara@tahydraulics.es

Tour & Andersson

Complejo Europa Empresarial, C/ Playa de Liencres 28230 Las Rozas - Madrid

0. Introducción

Cuando un ingeniero consultor adopta un sistema de distribución de agua, para una instalación de aire acondicionado, a caudal variable o constante, lo decide tras evaluar y analizar las ventajas e inconvenientes de una distribución frente a otra.

Comparado con un sistema de distribución a caudal constante, el caudal variable presenta las siguientes ventajas:

- Temperatura de impulsión del agua constante: mínima en frío y máxima en calor.
- Cuando la instalación está calculada teniendo en cuenta un factor de simultaneidad de uso, permite reducir además de la potencia instalada en el sistema de producción, la de las bombas secundarias a instalar, así como los diámetros de las tuberías de distribución. (En caudal constante solamente la potencia instalada en la producción).
- Como ventaja más valorada, el sistema de distribución a caudal variable de agua permite ahorrar energía de bombeo frente al de caudal constante. De una parte, por bombear solamente el caudal de agua que demanda la instalación y de otra, porque éste sistema permite que la bomba nunca resulte sobredimensionada.

Para tener una estimación de la energía que puede ahorrarse con un sistema de distribución a caudal variable, el primer paso será conocer la energía consumida por las bombas del circuito secundario frente a la de producción.

Es evidente que la curva de demanda de la instalación será decisiva al fijar la adopción de un sistema de distribución u otro.

1. Energía consumida por las bombas secundarias, a caudal constante, frente a la producción.

1.1 Costes de Bombeo

Es fácil calcular el consumo de bombeo en una instalación equilibrada trabajando a caudal constante. Cuando se trabaja con caudal variable en la distribución, los costes de bombeo decrecen hasta alcanzar un valor inferior al 50% de los valores aquí calculados.

1.1.1. Potencia de bombeo consumida

El consumo de bombeo

$$P_c = H \times q \times 9.81 / (3600 \times \eta_p \times \eta_m).$$

- P_c en W.
- H = altura de bomba en metros de columna de agua.
- q = caudal de agua en Kg/h = caudal de agua aproximado en l/h.
- η_p = rendimiento de la bomba = 0.75 por ejemplo (puede ser menor que 0.4 en instalaciones pequeñas).
- η_m = rendimiento del motor = 0.85 por ejemplo y finalmente:

$$P_c = \frac{H \times q}{367 \times \eta_p \times \eta_m} \cong \frac{H \cdot q}{234} \quad W$$

El rendimiento de una bomba de velocidad variable, incluido el motor y el variador de frecuencia, puede, por ejemplo, caer hasta un valor de 0.67 al 50% de la carga y hasta 0.35 al 15%.

1.1.2 Costes de bombeo

Los costes de bombeo $C_{pt} = P_c \times t \times C_w / 1000$

siendo:

- t = tiempo de funcionamiento, en horas
- C_w = precio de la electricidad por kWh

1.1.3 Costes Reales de bombeo (distribución a caudal constante)

a) Calor

1. La energía perdida en el motor = $(1 - \eta_m) P_c \times t \times C_w / 1000$
2. El resto de la potencia ($\eta_m \times P_c$) se convierte en calor en el agua, por lo tanto no es una pérdida.
El coste de esta energía = $\eta_m \times P_c \times t \times C_w / 1000$.
3. Si esta energía se generase en una caldera, el coste sería:
 $\eta_m \times P_c \times t \times C_f / (1000 \times 12 \times \eta_b)$, siendo:
 - C_f = precio del litro de combustible calculado $C_f / C_w = 1.9$ p.ej.
 - 12 = 12 kWh por litro de combustible, por ejemplo.
 - η_b = rendimiento estacional de la caldera = 0.75 p.ej.

Y los costes reales de bombeo = (1) + (2) - (3) =

$$C_{pr} = C_{pt} \left(1 - \frac{C_f \eta_m}{12 C_w \eta_b} \right) \cong 0.82 C_{pt} = \frac{H \cdot q \cdot t \cdot C_w}{285366} \quad (C)$$

b) Frio

1.1 La energía perdida en el motor = $(1 - \eta_m) P_c \times t \times C_w / 1000$

1.2 El resto de la potencia ($\eta_m \times P_c$) se convierte en calor, que se transmite al agua.

1.3 El coste de esta energía = $\eta_m \times P_c \times t \times C_w / 1000$.

Esta energía calorífica debe ser compensada por las enfriadoras, que tienen un coeficiente de operación en el lado evaporador, COP (incluido el rendimiento del motor), de 3 por ejemplo. Los costes por parte de la enfriadora serían : $\eta_m \times P_c \times t \times C_w / (1000 \times \text{COP})$.

Los costes reales de bombeo = (1.1) + (1.2) +(1.3) =

$$C_{pr} = C_{pt} \left(1 + \frac{\eta_m}{\text{COP}} \right) \cong 1.3 C_{pt} = \frac{H \cdot q \cdot t \cdot C_w}{180000} \quad (F)$$

1.2 Costes de bombeo expresados en porcentaje del consumo estacional de la instalación.

La potencia máxima generada por las unidades de producción en vatios = $1.16 \times q \times \Delta T_c$

La mayor carga estacional = $1.16 \times q \times S_c \times \Delta T_c$

- S_c = es la relación entre la principal carga estacional y la carga máxima de diseño = por ejemplo 0.4.

Calor

Los costes de calefacción = $1.16 \times t \times q \times S_c \times \Delta T_c \times C_f / (12 \times 1000 \times \eta_b)$ (C.1)

Los costes reales en porcentaje de la mayor carga estacional = $100 \times C / C.1$

$$C_{pr}\% = \frac{H}{\Delta T_c} \times \frac{0.235}{S_c \times \eta_p} \left(\frac{12 C_w \eta_b}{C_f \eta_m} - 1 \right) \cong 3.58 \frac{H}{\Delta T_c} \quad (C.P)$$

Ejemplo:

Para $H = 10$ m. c. a. y $\Delta T_c = 20$ K, $C_{pr} = 1.8\%$, los costes de bombeo en la distribución, representan en esta instalación trabajando a caudal constante, un 1.8% de los costes de combustible.

Frio

Los costes de refrigeración = $1.16 \cdot t \cdot q \cdot S_c \cdot \Delta T_c \cdot C_w / (\text{COP} \times 1000)$ (F.1)

Los costes reales en porcentaje de la mayor carga estacional = $100 \times F / F.1$

$$C_{pr}\% = \frac{H}{\Delta T_c} \times \frac{0.235}{S_c \times \eta_p \times \eta_m} (\text{COP} + \eta_m) \cong 3.58 \frac{H}{\Delta T_c} \quad (F.P)$$

En frío, la altura manométrica de las bombas es generalmente mas alta que en circuitos de calor y el ΔT_c es más pequeño.

Ejemplo: Para $H = 22 \text{ m} \cdot c \cdot a \cdot y$ $\Delta T_c = 5 \text{ K}$, $C_{pr} = 16 \%$ y los costes de bombeo de la distribución representan en esta instalación, trabajando a caudal constante, un 16% del consumo promedio de las enfriadoras.

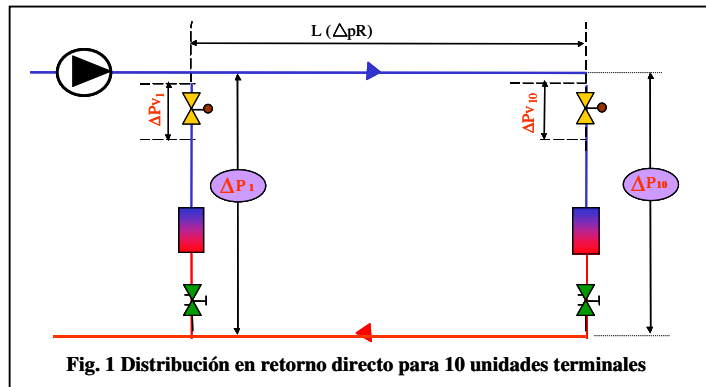
2. Sistemas de distribución

Una vez determinado cuanto representa el consumo de bombeo en la distribución respecto al de las unidades de producción, tanto en frío como en calor, evaluaremos el ahorro que supone cada uno de los sistemas de distribución a caudal variable de agua, propuestos:

Bomba de velocidad constante; asociación de bombas en paralelo y una bomba de velocidad variable.

2.1 Distribución en retorno directo y caudal de agua variable.

En lo sucesivo, utilizaremos como ejemplo y referencia la figura 1, asumiendo que bajo condiciones de diseño, la presión diferencial Δp_1 será aplicada al primer circuito, y la presión diferencial Δp_{10} a el último.



2.2 Bombeos a velocidad constante

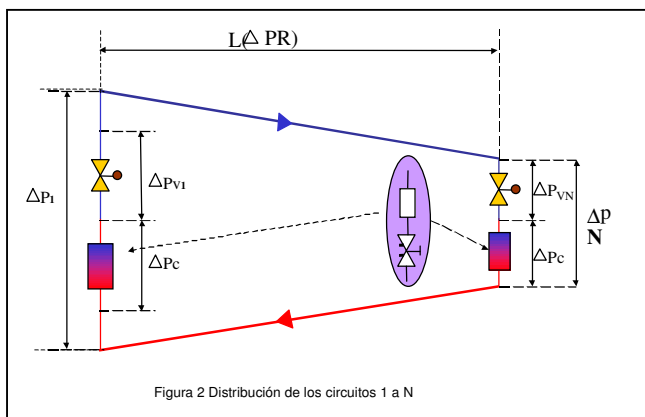


Fig. 2.1 Incremento de la presión diferencial a bajas cargas disponible para las unidades remotas.

Por norma, las válvulas de control de dos vías abiertas deben generar, al menos, una pérdida de carga igual a un 50% de la presión diferencial aplicada al circuito controlado, bajo las condiciones de diseño. El sobrante se recoge en la unidad terminal, los accesorios y finalmente en la válvula de equilibrado. Para unidades cercanas a la bomba, el Δp disponible es = Δp_{AB} y donde Δp_{EF} está

2.3 Asociación de bombas en paralelo (Fig 3)

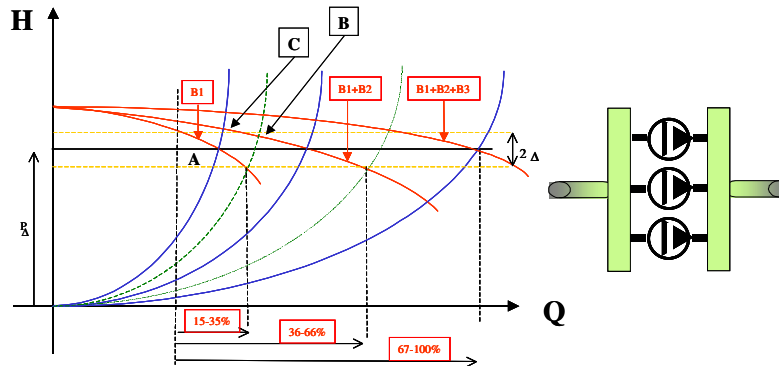


Figura 3. Bombas de Velocidad Constante en Paralelo.

Cuando n bombas idénticas se asocian en paralelo el caudal se multiplica por n para una misma altura manométrica. Se obtiene así una curva característica bastante plana.

Si la red hidráulica se caracteriza por una resistencia hidráulica (K) constante, la puesta en servicio de varias bombas no modifica apreciablemente el caudal de la instalación, puesto que la altura manométrica resultante no aumenta nada más que ligeramente.

En la figura 3, el punto de funcionamiento se desplaza desde A hacia C y entre las bombas se reparte el caudal total a partes iguales.

2.3.1 Gestión de las Bombas

Un sistema a caudal variable genera características que dependen del grado de apertura de sus válvulas de control. Para un caudal inferior a q_A (figura 3) una sola bomba está en funcionamiento.

Cuando el caudal es superior a q_A , entra en funcionamiento la segunda bomba y el punto de funcionamiento se desplaza a B con un aumento de caudal resultante. Los bucles de control secundarios reaccionan a éste aumento y las válvulas de control motorizadas se cierran proporcionalmente. El punto de funcionamiento se desplace desde B hasta C.

Si la gestión de las bombas se hace en función de la presión diferencial, la segunda bomba entra en servicio cuando $\Delta p < \Delta P_A$ y no podría desconectarse nada más que para $\Delta p < \Delta P_C$. Si no se respeta esta regla, se corre el riesgo de ver a la segunda bomba conectarse y desconectarse periódicamente.

Las diferencias entre las presiones de conexión y desconexión de bombas se reduce a medida que aumenta el número de bombas en funcionamiento y el control de las bombas pudiera llegar a ser delicado.

Las bombas también pueden gestionarse en función del caudal, con la ventaja en este caso de que el punto de intersección de una característica plana con una línea vertical de caudal, está mejor definido que una horizontal de presión.

Si una bomba está siempre en funcionamiento, su caudal puede servir de referencia para la gestión de las otras. En este caso la segunda bomba es puesta en servicio cuando $q_1 < q_A$ y se desconecta para $q_1 < \frac{q_A - \Delta}{2}$

Después de un cierto tiempo de conexión de la segunda bomba, la tercera se conecta cuando $q_1 > q_A$ y se desconecta cuando $q_1 < (q_A - \Delta) \times 2/3$. La misma bomba se desconecta cuando $q_1 < [(q_A - \Delta) \frac{n-1}{n}]$

Es interesante desde el punto de vista del mantenimiento respetar el siguiente principio: la primera bomba conectada es la primera en desconectar. De ésta manera se consigue el mismo tiempo de funcionamiento y arranques para todas las bombas.

2.4 Bombas de velocidad variable

Puesto que la energía consumida por una bomba es directamente proporcional al producto H (altura manométrica) por q (caudal de agua), disminuyendo simultáneamente ambos factores, su producto lo hace más rápidamente.

La idea es simple. A cargas bajas, el caudal de agua disminuye y a la vez puede hacerlo la altura manométrica de la bomba, puesto que la mayoría de las válvulas de control están casi cerradas. Así, planteado, presenta el inconveniente de la no homogeneidad en la demanda de las distintas “zonas” de la instalación. Si una de la unidades hidráulicamente próximas a la bomba continúa trabajando a plena carga, mientras que el resto de la instalación trabaja a carga reducida, no se puede disminuir la altura manométrica de la bomba. De hecho, se podría hacer, a condición de que las válvulas de control de los circuitos “cercaños” a la bomba estuviesen calculados sobre la base de la presión diferencial mínima que se puede obtener a cargas reducidas.

Pero así, éstas válvulas de control estaría sobredimensionadas cuando la instalación trabajase a plena carga. Todo el problema estriba en la gestión de la instalación para una carga media, que no es representativa de las cargas individuales de todas las unidades.

Las bombas de velocidad variable, encargada de mantener constante la presión diferencial aplicada a las “unidades mas alejadas”, no son realmente interesantes nada mas que si las cargas varían en todas las unidades en una proporción similar.

2.4.1 *Selección de la bomba*

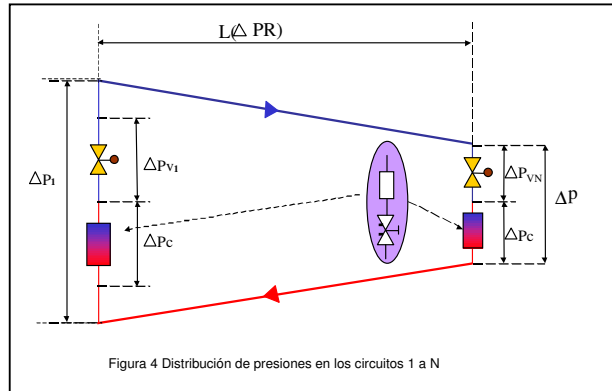
Si las válvulas de control se dimensionan para que circule por ellas, su caudal de cálculo cuando la presión diferencial disponible sea mínima, entonces la reducción de la altura manométrica en función del caudal, puede ser interpretada de diferentes maneras. Todas relacionadas con la autoridad de las válvulas de control, cuya definición es:

$$\beta' = \frac{\Delta P_{V_N} \text{ (}\Delta P \text{ en la válvula de control abierta y para el caudal de cálculo)}}{\Delta P_1 \text{ (}\Delta P \text{ máxima aplicada a la válvula cerrada)}}$$

La altura manométrica de la bomba debe ser escogida de manera que pueda obtenerse una autoridad suficiente para todas las válvulas de control, en las condiciones mas desfavorables.

En el ejemplo de la figura 4 los ΔP disponibles para los circuitos en las condiciones de cálculo son para el primer y último circuitos, ΔP_1 y ΔP_N respectivamente. Si, por ejemplo, se mantiene constante el valor ΔP_1 , ΔP_N y ΔP_{VN} , alcanzarán el valor ΔP_1 cuando todas las válvulas de control cierren simultáneamente. A esto denominaremos condiciones más desfavorables. Puesto que son excepcionales, una autoridad de 0.25 es generalmente aceptada como suficiente para éste caso.

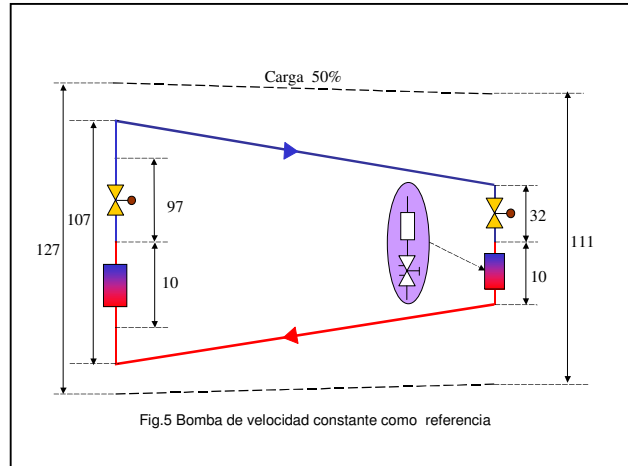
Para los siguientes ejemplos, y considerando que es una instalación de frio, las pérdidas de carga en la distribución se considerarán $\Delta_{pR} = 65$ kPa . La autoridad mínima considerada $\beta' = 0.25$. Todas las unidades terminales tienen una pérdida de carga de 10 kPa incluyendo su válvula de equilibrado.



3. Consumo de bombas en las Distribuciones a Caudal Variable.

La bomba de velocidad constante (Fig. 5) Será tomada como referencia para comparar los otros dos casos.
Consumo relativo de la bomba

$$P = \frac{K \times \Delta P_1 \times q}{\eta_b \cdot \eta_m}$$

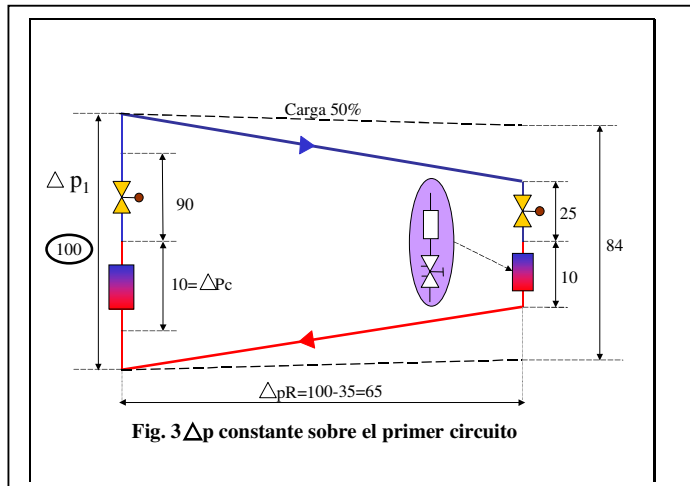


4. Análisis de diferentes localizaciones del sensor de Δp para comandar bombas de velocidad variable

4.1 Δp constante en el primer circuito Sensor de presión diferencial en las bridas de impulsión de la bomba. Fig.3

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p C + \Delta p R}{1 - R'} = \frac{10 + 65}{1 - 0.25} = 100 \text{ kPa}$$

P es prácticamente la misma que para velocidad constante, pues aunque se reduce la altura de bomba, disminuye el rendimiento del motor eléctrico, (incluyendo el variador de frecuencia).



4.2 Δp constante en el último circuito. Aquel para el que se ha calculado la bomba

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p C + \Delta p R}{1 - \beta'} = \frac{10 + 65}{1 - 0.25} = 100 \text{ kPa}$$

Esta fórmula es la misma que para el caso de la figura 3. Sin embargo, todas las válvulas de control deberían calcularse para la misma Δp , porque a pequeñas cargas la Δp disponible se reduce para todos los circuitos al mismo valor mínimo.

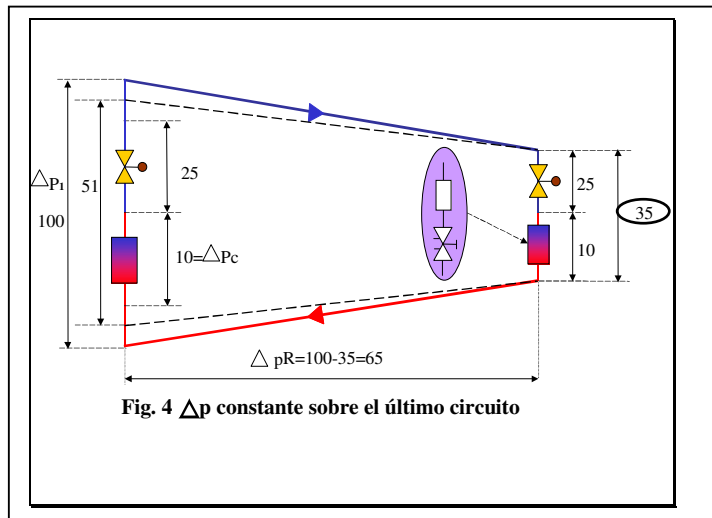
En el arranque de la instalación (máxima demanda) el circuito 1 está sometido a una Δp de 100 kPa cuando ha sido calculado para una Δp de 35 kPa, lo cual genera sobrecarga en él. Dado que el caudal depende de la raíz cuadrada de la Δp , este será:

$$q_1 = 100 \times \sqrt{100/35} - 100 = 69\%$$

Esto provocará una pérdida de carga suplementaria en tuberías y accesorios. En consecuencia, la bomba de velocidad variable, girando a máximas revoluciones no tiene potencia suficiente para generar la Δp requerida en los últimos circuitos.

En este caso particular es absolutamente imprescindible limitar el caudal al valor de cálculo de una manera dinámica para la mayoría de los circuitos.

Puede conseguirse con diversas técnicas, una de ellas, por ejemplo utilizando un controlador local de presión diferencial que mantiene constante la presión diferencial sobre las válvulas de control. No obstante, en todos los casos es necesario considerar una Δp suplementaria, requerida.



4.3 La misma autoridad para el primer y último circuitos. Determinación del punto de colocación del sensor.

En teoría, el consumo mínimo de las bombas podría conseguirse cuando las autoridades mínimas del primer y último circuito sean iguales. La distancia óptima entre el sensor de presión diferencial y el último circuito está dada por:

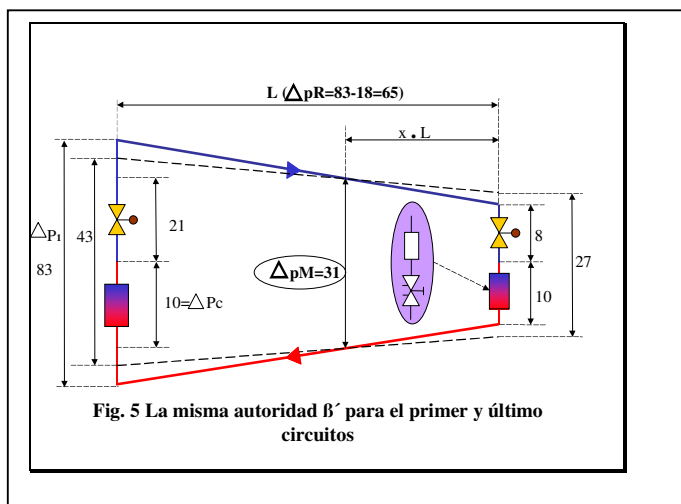
$$x = \frac{\beta'}{1 + \beta'} = \frac{0.25}{1 + 0.25} = 0.2$$

$$\Delta p_M = \frac{\Delta p C + x \Delta p}{R} = \frac{10 + 0.2 \times 65}{0.65} = 30.7 \text{ kPa}$$

Para $L = 120\text{m}$, el valor $x \cdot L = 0.2 \times 120 = 24 \text{ m}$.

No obstante el problema de los sobrecaudales en el arranque subsiste. Un equilibrado dinámico es necesario, como en el caso de la figura 3

$$\text{Sobrecaudal} = 100 \times \sqrt{83/31} - 100 = 64\%$$



4.4 ΔP constante en el centro de la instalación. Fig.6

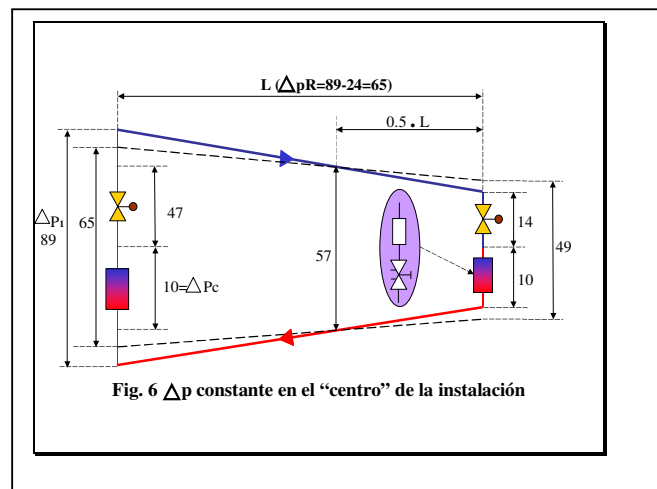
Igualmente a los casos anteriores se encuentra que:

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_C + \Delta p_R (1 - 0.5 \beta')}{1 - \beta'} = \frac{10 + 65 (1 - 0.5 \times 0.25)}{1 - 0.25} = 89 \text{ kPa}$$

En relación al principio de la figura anterior el consumo de los bombas aumenta, pero el riesgo de sobrecaudales en el arranque se reduce considerablemente

$$\text{Sobrecaudal} = 100 \times \sqrt{89/57} - 100 = 25\%$$

Tal sobrecaudal es aceptable y la instalación puede ser equilibrada en las condiciones de cálculo con válvulas de equilibrado normales.



5. Bombas en paralelo

El análisis será análogo al realizado para una bomba de velocidad constante, con un rendimiento del conjunto, menor, debido a la existencia del colector común. Sin embargo, el incremento de altura manométrica a cargas reducidas, es menor en el caso de una sola bomba, a caudal constante, al ser la curva característica del conjunto, mas plana.

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_C + \Delta p_R + 5 \cdot 0.25}{1 - \beta'} = \frac{10 + 65 + 5 \times 0.25}{1 - 0.25} = 101.7$$

Para el primer circuito de la figura 5, la primera válvula de control debe generar una pérdida de carga de $\Delta p = 101.7 - 10 = 91.7 \text{ kPa}$, con una autoridad próxima a 1. La autoridad mínima afecta al último circuito, para el cual $\beta' = 25/101.7 = 0.25$.

$$\text{Consumo de bombas } P = 3 \times \frac{K \Delta p^{1.75}}{\eta_c \times \eta_p} = 98$$

Para unos rendimientos $\eta_p = 0.8$, $\eta_m = 0.9$, $\eta_c = 0.97$, como "rendimiento" del colector.

Las bombas en paralelo tienen la ventaja de su menor coste tanto en inversión inicial como en control al ser éste todo-nada. Además, con el criterio de desconectar primero la bomba que antes arranca, se consigue el mismo número de horas de funcionamiento y arranques para todas. Mediante el empleo de controladores “locales” de presión diferencial, las discontinuidades provocadas por las entradas y salidas en servicio de las diferentes bombas quedan compensadas. No es necesario dimensionar las válvulas de control, teniendo en cuenta todo lo explicado anteriormente, sino que solamente hay que considerar las características de pérdida de carga y caudal de la unidad que cada válvula controla.

6. Estabilizadores de Presión Diferencial

6.1 Estabilización de la presión diferencial sobre las bridas de una válvula de control.

Cuando la presión diferencial de la distribución varía de manera considerable, se puede estabilizar directamente entre las bridas de las válvulas de control según lo mostrado en la figura.

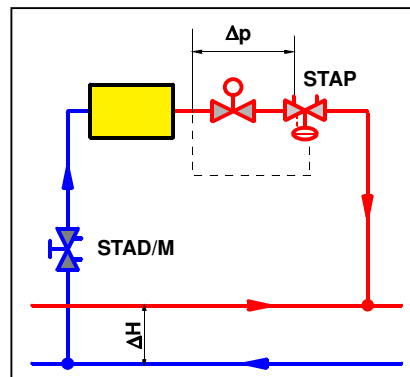


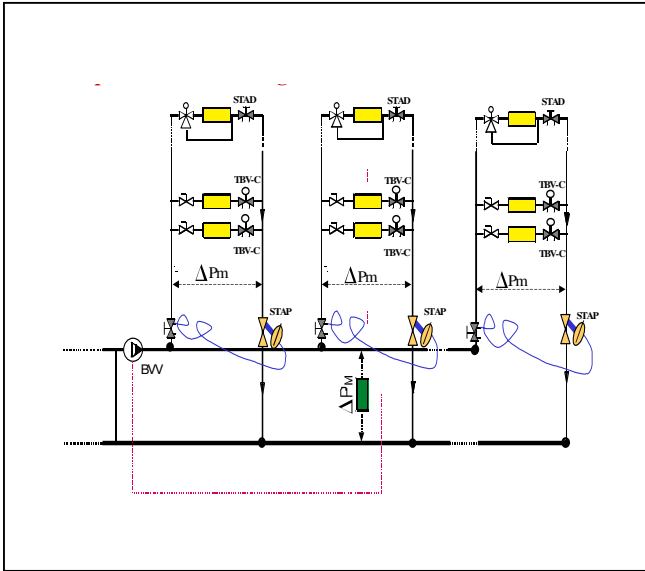
Fig. 8

$$\beta' = (\Delta H \text{ mínimo} - \Delta p \text{ mínimo}) / (\Delta H \text{ máximo} - \Delta p \text{ máximo})$$

Dado que la banda proporcional de la válvula estabilizadora de presión no es estrecha, la estabilidad del bucle de control está garantizada en la medida que esta válvula no esté sobredimensionada. En cualquier caso el control de la presión diferencial es más fácil y preciso mediante este regulador que, pretender que una sola válvula de control realice la doble función: estabilizar la temperatura, compensando simultáneamente las oscilaciones de presión diferencial. Como es fácil suponer, el bucle de control en este caso es inestable.

6.2 Equilibrado de una red a caudal variable y estabilizadores de presión diferencial en los ramales.

Esta solución permite el empleo de las tres agrupaciones de bombas estudiadas: bomba de velocidad constante, asociación de bombas en paralelo y bombas de velocidad variable. Ni la autoridad ni el dimensionado de las válvulas de control de las unidades terminales deben dimensionarse tan cuidadosamente como para los casos anteriores. De la misma forma, el caudal mínimo de protección de las bombas está garantizado por las válvulas de 3 vías al final de cada ramal. Además, esto posibilita que la red de distribución siempre esté a la temperatura adecuada.



Si se emplea una bomba de velocidad variable, aún estando ésta sobredimensionada, con esta solución es posible limitar su velocidad máxima de giro y con ello su potencia a la estrictamente requerida por la distribución.

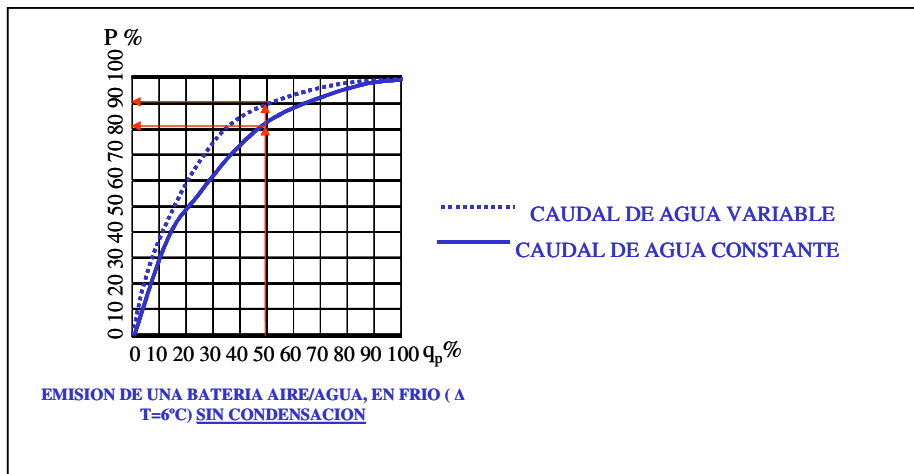
La técnica consiste en medir la pérdida de carga generada por cada uno de los estabilizadores de presión diferencial. Aquel cuyo valor sea mínimo será el circuito índice. Fijado el sensor de presión diferencial en éste, se rebajará el régimen de

rotación de la bomba hasta que la pérdida de carga medida desaparezca. En este instante, se limitará la frecuencia máxima del variador y así mismo, se fijará la consigna del sensor de presión diferencial que será mínima.

Fig 10. Estabilización de la presión diferencial y optimización de la potencia de bombeo.

7. Comparación de los consumos de bombas en los tres diferentes casos analizados.

Para una demanda térmica de la instalación del 55% y el sensor de presión diferencial en el punto medio de la distribución, según la curva característica tipo de una unidad terminal aire-agua, sin condensación, funcionando con un $\Delta T_c = 12^\circ - 6^\circ = 6K$ para el agua, a una emisión del 55% de su potencia nominal, el caudal requerido respecto al nominal es el 25% aproximadamente. Ver figura.



Los resultados numéricos se exponen a continuación:
Referidos a las figuras anteriores,

$$P = \frac{K \times \Delta P_1 \times q}{\eta_b \cdot \eta_m}$$

a) Bomba de velocidad constante.

$$P = \frac{K \times \left(\frac{127 + 117}{2} \right) \times 25}{\eta_b \cdot \eta_m} = \frac{0.00673 \times 117 \times 25}{0.60 \times 0.86} = 38.1\%$$

b) Asociación de bombas en paralelo.

$$P = \frac{K \times 100 \times 25}{\eta_b \cdot \eta_m} = \frac{0.00673 \times 100 \times 25}{0.65 \times 0.86} = 30.1\%$$

c) Bomba de velocidad variable.

$$P = \frac{K \times 89 \times 25}{\eta_b \cdot \eta_m} = \frac{0.00673 \times 89 \times 25}{0.55 \times 0.66} = 38.6\%$$

En el cuadro resumen se analizan otros casos

8. Optimización de la altura de bomba de velocidad variable

Partiendo de la base de que en la gran mayoría de los casos las bombas están sobredimensionadas, no hay razón para que, siendo de velocidad variable, a máxima demanda de agua de la instalación deban alcanzar la máxima velocidad de giro (correspondiente a una frecuencia de 50 Hz).

Mediante los controladores de presión diferencial instalados al principio del ramal vertical, como se muestra en la figura, es posible reducir la potencia de bombeo hasta la estrictamente requerida. Además, simultáneamente se obtiene el valor de consigna del sensor de presión diferencial que comanda la bomba. En este caso, y siendo estrictos, su posición sería la correspondiente al punto de igual autoridad para todos los controladores, consiguiendo así la mínima potencia de bombeo requerida. Puesto que los controladores de presión diferencial limitan además el máximo caudal por sus respectivos circuitos, en ningún caso se producirían en el arranque los sobrecaudales que se muestran en la tabla resumen. Aún siendo de velocidad constante, la bomba no debe sobredimensionarse por motivos de autoridad.

La técnica consiste en realizar el equilibrado con la bomba girando a una frecuencia de 50 Hz. Se ajustan los estabilizadores STAP de los respectivos circuitos, aumentando su presión diferencial de consigna, hasta que, midiendo el caudal en la válvula STAD (STAM) circule por ella el requerido por proyecto. Una

vez ajustados todos los controladores STAP y con el medidor de caudal en la más alejada, se reduce gradualmente la velocidad de giro de la bomba, hasta que se detecta una ligera reducción en este caudal. Una vez restituido, la correspondiente velocidad será aquella de máxima demanda. De este modo, se limita la frecuencia de rotación y no corresponderá a los 50 Hz, eliminando así el sobredimensionado de la bomba.

Además, simultáneamente se habrá consignado el valor para el sensor de presión diferencial que comanda la bomba ΔP_M , pues es la presión diferencial de máxima demanda, y por tanto la que la bomba debe mantener.

9. Conclusiones

El mantenimiento de una altura manométrica constante es ciertamente la aplicación más frecuente para las bombas de velocidad variable.

Para una instalación con control proporcional en refrigeraciones, el trabajo de bombeo a caudal variable reduce en un 18% el consumo de la correspondiente bomba a velocidad constante. Esto es, con un 50% de consumo de agua, que equivale a una demanda media de energía superior al 70% de la instalada.

Para que, efectivamente puedan obtenerse ahorros significativos, debe ubicarse correctamente la sonda de presión diferencial en la distribución. El punto central resulta ser el que más ventajas posee.

Una mala ubicación de la sonda de presión diferencial no sólo no posibilita el ahorro eficaz en la potencia de bombeo, sino que además afecta negativamente a la autoridad de las válvulas de control.

El factor $C = \Delta p_{\text{circuito}} / \Delta p_{\text{bomba}}$, proporciona un criterio útil en la determinación del número de sensores y su posición a instalar en un sistema a caudal variable de agua. Los controladores locales de presión diferencial permiten optimizar la potencia de bombeo; facilitan el equilibrado y mejoran la autoridad de las válvulas de control. La asociación de bombas en paralelo, junto con esta subidas de presión diferencial es una buena alternativa a las bombas de velocidad variable por su simplicidad y ahorro energético.

10. Cuadro Resumen

$\beta'=0.25$	ΔP_1	ΔP_N	Distancia χ	Constante ΔP_M	Δp_{V_1}	Δp_{V_N}	Δp_1	Max s/call	Consumo de bombas en %					
Caudal Total en %	100	100			100	100	50	Ini cio	100			50		
Unids	kPa	kPa	XL=m	kPa	kPa	kPa	kPa	+%	η_b	η_m	ρ	η_b	η_m	ρ
Vel. Const	107	42			97	32	127	0	0.8	0.9	100	0. 65	0. 86	76
Vel. Varia														
a-1Uni	100	35	1.0	100	90	25	100	0	0.8	0.84	100	0. 65	0. 75	69
b- ult.Uni	100	35	0.0	35	25	25	51	69	0.8	0.84	100	0. 60	0. 65	44
C= β'	83	18	0.2	31	21	8	43	64	0.8	0.84	83	0. 60	0. 60	40
d- Medio	89	24	0.5	57	47	14	65	25	0.8	0.84	89	0. 60	0. 67	54

Bibliografía

Título

HVAC Pump Handbook

Hidraulique Practique

Control Handbook

L'Equilibrage Hydraulique Global

Regulation

Autor

James B. Rishel

Christian Roux

Per Göran Persson

William Morton

Robert Petitjean

Philippe Cavyde

Mc GrawHill

Pycedition

Tour & Andersson AB

Tour & Andersson AB

Tour & Andersson AB

Les editons Parisiennes